

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 05-187279
 (43)Date of publication of application : 27.07.1993

(51)Int.Cl.

F02D 15/04

(21)Application number : 04-022009
 (22)Date of filing : 10.01.1992

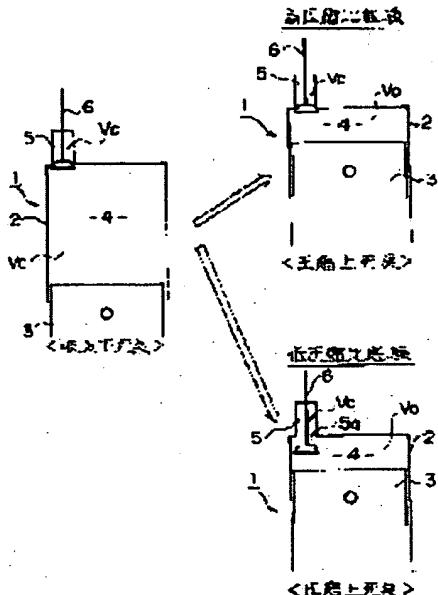
(71)Applicant : MAZDA MOTOR CORP
 (72)Inventor : HITOMI MITSUO
 MASUDA TOSHIHARU
 HATTORI TOSHIHIKO
 UESUGI TATSUYA

(54) ENGINE WITH VARIABLE COMPRESSION RATIO

(57)Abstract:

PURPOSE: To attain the variable compression ratio of an engine by using a poppet valve to constitute a sub-chamber valve for opening and closing the port of a sub-chamber faced to a combustion chamber, setting open and close timing for causing the valve to open in a zone where combustion pressure becomes maximum, and using the poppet valve of high reliability.

CONSTITUTION: An engine 1 has a sub-chamber 5 open to a combustion chamber 4, and the port of the sub-chamber 5 is opened and closed with a sub-chamber valve 6. Also, the open and close operation of the valve 6 is so controlled with an operation stopping mechanism as to stop in close state. Furthermore, a load acting on the engine 1 is detected with a load detection means. When the load is low, the operation stopping mechanism is actuated with a sub-chamber valve control means, thereby stopping the open and close operation of the valve 6. On the other hand, when the load is high, the mechanism is stopped, thereby allowing the open and close operation of the valve 6. In this case, the valve 6 is constituted of a poppet valve, and the open and close operation timing thereof is so set as to give maximum open state in a zone where at least combustion pressure becomes maximum.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 25.08.1998
 [Date of sending the examiner's decision of rejection]
 [Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]
 [Date of final disposal for application]
 [Patent number] 3213039
 [Date of registration] 19.07.2001
 [Number of appeal against examiner's decision of rejection]
 [Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]
 [Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平5-187279

(43) 公開日 平成5年(1993)7月27日

(51) Int. Cl.

F02D 15/04

識別記号 庁内整理番号

G 7367-3G

F I

B 7367-3G

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数9 (全11頁)

(21) 出願番号

特願平4-22009

(22) 出願日

平成4年(1992)1月10日

(71) 出願人

000003137
マツダ株式会社

広島県安芸郡府中町新地3番1号

(72) 発明者

人見 光夫

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ

株式会社内

(72) 発明者

益田 俊治

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ

株式会社内

(72) 発明者

服部 敏彦

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ

株式会社内

(74) 代理人

弁理士 村田 実 (外1名)

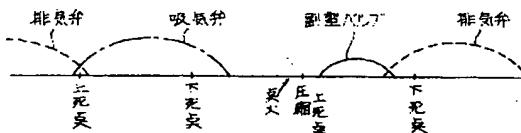
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】可変圧縮比エンジン

(57) 【要約】

【目的】 信頼性に優れたものとして従来からよく知られている部材を用いて圧縮比の可変化を実現する。

【構成】 エンジン1は燃焼室4に開口する副室5を有し、この副室5の開口5aは副室バルブ6によって開閉される。副室バルブ6は、信頼性に優れるとしてエンジンの吸気弁等に用いられているボベット弁で構成されている。この副室バルブ6は、作動停止機構10により、低負荷領域では、その作動が停止され、閉弁状態が維持される。他方、高負荷領域ではエンジン出力軸に同期して開閉される。副室バルブ6のバルブタイミングの一例を説明すると、副室バルブ6は、圧縮上死点後且つノッキング現象が発生するタイミング（燃焼室内圧力がほぼ最大となる）の直前に開かれ、膨張行程の終期で閉じられる。これにより、副室バルブ6の開閉が行なわれる高負荷領域では、ノッキング現象が発生する直前で副室バルブ6が開かれるため、この副室バルブ6の開弁によって燃焼室4内の圧力は急激に低下することになる。したがって、圧縮比を落したのと実質的に同じにノッキングの発生を防止することができる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 燃焼室に開口する副室と、該副室の開口を開閉する副室バルブと、該副室バルブの開閉動作を閉弁状態で停止させる副室バルブ作動停止機構と、エンジンの負荷を検出する負荷検出手段と、該負荷検出手段からの信号を受け、エンジンの負荷が低負荷領域にあるときには、前記副室バルブ作動停止機構を作動させて前記副室バルブの開閉動作を停止させ、エンジン負荷が高負荷領域にあるときには、前記副室バルブ作動停止機構の作動を禁止して前記副室バルブの開閉動作を許容する副室バルブ制御手段と、を備え、前記副室バルブはボベット弁で構成されて、該ボベット弁は、その開閉タイミングが少なくとも燃焼圧力が最大となる領域で開弁状態となるように設定されていることを特徴とする可変圧縮比エンジン。

【請求項2】 請求項1において、前記ボベット弁の開きタイミングが、吸気弁の閉じタイミングよりも前に設定されている、ことを特徴とする可変圧縮比エンジン。

【請求項3】 請求項1において、前記ボベット弁の開きタイミングが、吸気弁の閉じタイミングから点火時期まで間に設定されている、ことを特徴とする可変圧縮比エンジン。

【請求項4】 請求項1において、前記ボベット弁の開きタイミングが、点火時期から圧縮上死点までの間に設定されている、ことを特徴とする可変圧縮比エンジン。

【請求項5】 請求項1において、前記ボベット弁の開きタイミングが、圧縮上死点から燃焼圧力のサイクル変動が発生するタイミングの直前までの間に設定されている、ことを特徴とする可変圧縮比エンジン。

【請求項6】 請求項1において、前記ボベット弁の開きタイミングが、圧縮上死点からノックングの発生するタイミングの直前までの間に設定されている、ことを特徴とする可変圧縮比エンジン。

【請求項7】 請求項1において、前記ボベット弁の閉じタイミングが膨張行程に設定されている、ことを特徴とする可変圧縮比エンジン。

【請求項8】 請求項1において、前記ボベット弁の閉じタイミングが排気行程に設定されている、ことを特徴とする可変圧縮比エンジン。

【請求項9】 燃焼室に開口する副室と、該副室の開口を開閉する副室バルブと、該副室バルブの開閉タイミングを変更するバルブタイミング可変機構と、

エンジンの負荷を検出する負荷検出手段と、該負荷検出手段からの信号を受け、エンジンの負荷が低負荷領域にあるときには、前記副室バルブのバルブタイ

ミングを低負荷態様に変更し、エンジン負荷が高負荷領域にあるときには、前記副室バルブのバルブタイミングを高負荷態様に変更する副室バルブタイミング制御手段と、を備え、

前記副室バルブがボベット弁で構成され、前記副室バルブは、そのバルブタイミングが前記高負荷態様にあるときには、少なくとも燃焼圧力が最大となる領域で開弁状態となるように設定され、前記低負荷態様にあるときには、少なくとも燃焼圧力が最大となる領域を越えた後に開弁状態となるように設定されている、ことを特徴とする可変圧縮比エンジン。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、エンジンに関し、より詳しくは圧縮比を可変にする可変圧縮比エンジンに関する。

【0002】

【従来技術】エンジンを高圧縮比化したい場合に、高負荷時のノックング対策として圧縮比を可変にすることが知られている。

【0003】実開昭63-75541号公報には、燃焼室に開口する副室にサブピストンを設け、このサブピストンの上下位置を変えることにより副室の容積を変えてエンジンの圧縮比を変更するようにしたものが開示されている。

【0004】実開昭63-82041号公報には、吸気弁及びそのバルブシートを全体的に上下動させて、燃焼室の容積を変更するようにしたものが開示されている。

【0005】実開平2-46039号公報には、ピストンロッドとクランクシャフトとの間に偏心ペアリングを介在させてピストンロッドの有効長さを変え、これにより燃焼室の容積を変更するようにしたものが開示されている。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】前記実開昭63-75541号公報のものにあっては、サブピストンの駆動機構が大掛かりであり、このサブピストンが組付けられるシリンドヘッドに組込むにはその組み付けスペースを確保するのが難しいという問題がある。

【0007】前記実開昭63-82041号公報のものにあっては、バルブシートを含む吸気弁部全体を上下動させる機構それ自体が従来一般的な技術ではないため、信頼性に欠けるという問題を有している。同様に、前記実開平2-46039号公報のものにおいてもエンジンにおいて従来一般的な技術ではないため信頼性に欠けるという問題を有している。

【0008】そこで、本発明の目的は、エンジンにおいて、信頼性に優れるたるものとして従来からよく知られている部材を用いて圧縮比の可変を実現するようにした可変圧縮比エンジンを提供することにある。

【0009】

【課題を解決するための手段】上述した技術的課題を達成すべく、本発明のうち第1発明にあっては、以下の構成を採用してある。すなわち、

【0010】燃焼室に開口する副室と、該副室の開口を開閉する副室バルブと、該副室バルブの開閉動作を閉弁状態で停止させる副室バルブ作動停止機構と、エンジンの負荷を検出する負荷検出手段と、該負荷検出手段からの信号を受け、エンジンの負荷が低負荷領域にあるときには、前記副室バルブ作動停止機構を作動させて前記副室バルブの開閉動作を停止させ、エンジン負荷が高負荷領域にあるときには、前記副室バルブ作動停止機構の作動を禁止して前記副室バルブの開閉動作を許容する副室バルブ制御手段と、を備え、前記副室バルブはボベット弁で構成されて、該ボベット弁の開閉タイミングが、少なくとも燃焼圧力が最大となる領域で開弁状態となるよう設定されている、のような構成としてある。

【0011】また、第2発明にあっては、以下の構成を採用してある。すなわち、燃焼室に開口する副室と、該副室の開口を開閉する副室バルブと、該副室バルブの開閉タイミングを変更するバルブタイミング可変機構と、エンジンの負荷を検出する負荷検出手段と、該負荷検出手段からの信号を受け、エンジンの負荷が低負荷領域にあるときには、前記副室バルブのバルブタイミングを低負荷態様に変更し、エンジン負荷が高負荷領域にあるときには、前記副室バルブのバルブタイミングを高負荷態様に変更する副室バルブタイミング制御手段と、を備え、前記副室バルブがボベット弁で構成され、前記副室バルブは、そのバルブタイミングが前記高負荷態様にあるときには、少なくとも燃焼圧力が最大となる領域で開弁状態となるように設定され、前記低負荷態様にあるときには、少なくとも燃焼圧力が最大となる領域を越えた後に開弁状態となるように設定されている、のような構成としてある。

【0012】

【作用】上記第1発明において、副室バルブを開いたときには、副室の容積が燃焼室の容積に加わることになるため、エンジンの圧縮比を下げることが可能になる。また、副室バルブとしてボベット弁を採用してあるため、信頼性に優れる。すなわち、ボベット弁は、既知のように、エンジンの吸、排気弁に通常用いられる弁であり、締切り作用は確実で、更に長期間の使用にも耐えられるという特質を有している。また、低圧縮比態様を形成する高負荷領域において、上記副室バルブつまりボベット弁は、ノッキングが発生する領域、すなわち少なくとも燃焼圧力が最大となる領域で開かれるようになっている。換言すれば、ボベット弁は1サイクル毎に少なくとも1回は開閉動作が行われるようになっているため、ボベット弁の熱は、このボベット弁が閉じられたときにバルブシートを伝って放熱されることになる。換言すれ

ば、ボベット弁の開弁状態を連続したときには、燃焼室内の熱を受けてボベット弁が過熱状態になるとという問題がある。

【0013】また、上記第2発明によれば、副室バルブのバルブタイミングが高負荷態様に変更されたときには、副室バルブが少なくとも燃焼圧力が最大となる領域で開弁状態となるため低圧縮比化が実現されることになる。他方、副室バルブのバルブタイミングが低負荷態様に変更されたときには、少なくとも燃焼圧力が最大となる領域を越えた後に開弁状態となるため、エンジンの圧縮比に影響を及ぼすことはない。勿論、この第2発明にあっても副室バルブとしてボベット弁を採用してあるため、信頼性に優れる。

【0014】

【実施例】以下に本発明の実施例を添付した図面に基づいて説明する。図1は本発明の基本原理を示すものである。図1において、1はエンジンで、エンジン1はシリンドラ2に摺動自在に嵌挿されたピストン3を有し、このピストン3によって燃焼室4が形成されている。尚、同図では図示を省略したが、既知のように、燃焼室4には吸気弁によって開閉される吸気ポートと、排気弁により開閉される排気ポートとが開口され、また燃焼室4の中央部に点火プラグが配設されている。

【0015】上記エンジン1は副室5を有している。副室5は燃焼室4のエンドガスエリヤに開口され、この開口5aには副室バルブ6としてのボベット弁が配設されている。

【0016】圧縮上死点において、上記副室バルブ6を閉じた場合の圧縮比 ϵ を開いた場合の圧縮比 ϵ を以下に示す。

【0017】副室バルブ6：圧縮上死点で閉弁状態

①副室バルブ6が吸気下死点で開いている場合の圧縮比 ϵ

$$\epsilon = (V_d + V_c) / V_0$$

ここで、 V_d ：吸気下死点における燃焼室4の容積

V_0 ：圧縮上死点における燃焼室4の容積

V_c ：副室5の容積

【0018】②副室バルブ6が吸気下死点で閉じている場合の圧縮比 ϵ 。

$$\epsilon = V_d / V_0$$

【0019】副室バルブ6：圧縮上死点で開弁状態

①副室バルブ6が吸気下死点で開いている場合の圧縮比 ϵ 。

$$\epsilon = (V_d + V_c) / (V_0 + V_c)$$

【0020】②副室バルブ6が吸気下死点で閉じている場合の圧縮比 ϵ 。

$$\epsilon = V_d / (V_0 + V_c)$$

以上式から理解されるように、圧縮上死点で副室バルブ6を開いたときには、エンジン1の圧縮比が低圧縮比化する。

【0021】図2は燃焼に伴う燃焼室4内の実際の圧力変化を示すものである。同図において、燃焼圧力がピークを迎えるその直前でエンドガスの異常燃焼(ノッキング)が発生する。従って、燃焼圧力が最大となる領域において、副室バルブ6が開弁状態にあれば、燃焼室4の容積拡大によって燃焼圧力の最大値が小さなものとなる。すなわち実質的に圧縮比が下がりノッキングの発生が抑えられることになる。

【0022】図3は副室バルブ6の作動領域を示すものである。すなわち、同図に示す低負荷領域Iにおいて副室バルブ6はその作動が停止されて閉弁状態が維持される(高圧縮比態様)。他方、高負荷領域IIにおいては副室バルブ6は図4に示すタイミングで開閉される。

【0023】図4に示す副室バルブ6のバルブタイミングについて説明すると、副室バルブ6は圧縮上死点後10~25degで開かれ、膨張行程の終期に閉じられるようになっている。すなわち、同図において、破線は排気弁のバルブタイミングを示し、1点鎖線は吸気弁のバルブタイミングを示し、実線は副室バルブ6のバルブタイミングを示す。

【0024】これによれば、図5に示すように、ノッキング現象が発生するタイミングの直前まで副室バルブ6は閉じられているため、燃焼室4内の混合気の大半は高圧縮比の下で非常に早い速度で燃焼することになる。そして、ノッキングが発生する直前で副室バルブ6が開かれるため、この副室バルブ6の開弁に伴う燃焼室4の容積拡大によって燃焼圧力は急激に低下することになり、この圧力低下によってノッキング発生が抑えられることになる。仮に、ノッキングが時々発生したとしても、副室バルブ6を開弁することで、衝撃波は直ちに減衰し、エンジンの受けるダメージは小さい。

【0025】他方、副室バルブ6は膨張行程の終期で閉じられるようになっているため、高温の既燃ガスが副室5に貯えられ、この既燃ガスは次に副室バルブ6が開かれるまで副室5内で冷却されることになる(既燃ガスの放熱)。したがって、次に副室バルブ6が開かれたときには、燃焼室4内の高温のエンドガスと、副室5内の不活性ガスである低温の既燃ガスとの置換によってエンドガス領域の温度低下が行われ、この温度低下によってもノッキングの発生が抑えられることになる。

【0026】図6~図8は副室バルブ6の作動停止機構10の具体例を示すものである。図6において、この図6に示すエンジンは、1つの気筒に2つの吸気弁11、11と2つの排気弁12、12を備え、これら吸気弁11と排気弁12とは、個々独立したカムシャフト13、14によって駆動されるダブルオーバヘッドカム式のエンジン(DOHC方式エンジン)とされている。すなわち、一つのカムシャフト13は吸気弁用とされ、他のカムシャフト14は排気弁用とされて、これらカムシャフト13、14は、既知のように、エンジン出力軸に連係され

て、エンジン出力軸に同期して回転するようになっている。

【0027】副室バルブ6用のカム15は、ここでは、吸気弁用カムシャフト13に配設され、副室バルブ用カム15と副室バルブ6との間には、副室バルブ6と当接する第1のロッカ17と、カム15と当接する第2のロッカ18と、が並んで配設されている。これら第1、第2のロッカ17、18は中空軸19回りに振動可能とされ、第2のロッカ18はスプリング20(図7参照)によってカム15と当接する方向に付勢されている。

【0028】上記第1、第2のロッカ17、18には、図7、図8に示すように、互いに対向して開口する第1の穴17aと第2の穴17aとが、各々、形成されている。これら第1、第2の穴17a、18aには、連結ピン21が振動可能に嵌挿され、この連結ピン21は圧縮バネ22によって第2ロッカ18側に付勢されて、圧力室18bに油圧が供給されたときには、連結ピン21が第1ロッカ17に侵入して、この連結ピン21によって第1、第2のロッカ17、18が一体化され(図8参照)、副室バルブ6はカム15によって開閉駆動される。

【0029】他方、圧力室18bの油圧がドレンされたときには、図7に示すように、連結ピン21は圧縮バネ力によって第2のロッカ側に押し戻されて、連結ピン21による第1、第2のロッカ17、18との結合が解除され、これにより副室バルブ6の作動が停止される。

尚、副室バルブ6の作動が停止されたときには、副室バルブ6は閉じ状態が維持される。また、上記圧力室18bに対する油圧の供給あるいは解放は、中空軸19内の油通路19a(図7、図8参照)を利用して行われるようになっている。尚、図6に示す符号23は点火プラグである。

【0030】図9~図14は、副室バルブ6に関し、そのバルブタイミングの変形例を示すものである。これら各図において、前記図4と同様に、破線は排気弁のバルブタイミングを示す。また1点鎖線は吸気弁のバルブタイミングを示す。また、実線は副室バルブ6のバルブタイミングを示すものである。図9に示すバルブタイミングにあっては、副室バルブ6は、吸気弁11の閉じタイミングよりも前に開弁され、排気弁12が開いた後(排気行程)に閉弁されるようになっている。これによれば、燃焼中は副室バルブ6がほぼ最大リフト状態にあり、且つ副室バルブ6の開弁期間が大きいため、燃焼室4と副室5との間の混合気あるいは火炎の流通抵抗は小さなものとなる。

【0031】したがって、圧縮あるいは膨張における損失がほとんど無い状態で低圧縮比化の効果を得ることができる。また、副室バルブ6を排気行程で閉じることにより、副室5には低圧のガスが閉じ込められることになり、低圧縮比化の作用が効果的に得されることになる。

つまり、副室 5 内には、排気中の比較的低圧且つ低密度の排気ガスが閉じ込められ、この副室 5 内の低圧低密度ガスが吸気弁 11 の閉弁後に燃焼室 4 内に吐出されることになる。したがって、体積効率を何ら低下させることなく、また燃焼室 4 内の圧力上昇を招くことなく、低圧縮比にふさわしい十分な燃焼室内圧力の低減を図ることができる。

【0032】更に、低圧であっても副室 5 内のガスが吸気中に燃焼室 4 に吐出されるため、この吐出ガスによって燃焼室 4 内にスワールあるいはタンブル等の乱流を生成することができ、低圧縮比の下での燃焼速度が高められて、耐ノッキング性を向上することができる。

【0033】図 10 に示すバルブタイミングにあっては、副室バルブ 6 は、圧縮後期つまり点火後に開弁され、排気弁 12 が開いた後（排気行程）に閉弁されるようになっている。これによれば、圧縮によりエンドガスの温度を十分に上昇させて燃焼室 4 の壁面への熱伝達を促進させた上で、副室バルブ 6 が開弁されることになる。副室バルブ 6 の開弁によって、エンドガスは副室 5 に貯えられ、このエンドガスは次に副室バルブ 6 が開かれるまで副室 5 内で冷却されることになるが、副室 5 内に貯えられる前のエンドガスの温度が低いため、次に副室バルブ 6 が開かれたときには、より低温のエンドガス（副室 5 内のガス）によって燃焼室 4 内のエンドガス領域における温度低下が行われ、この温度低下によって大きなノッキング抑制効果を得ることができる。また副室バルブ 6 を排気行程で閉じることにより、副室 5 には低圧のガスが閉じ込められることになり、低圧縮比化の作用が効果的に得られることになる。

【0034】尚、この場合、副室バルブ 6 は、膨張行程（排気弁 12 が開弁する前）において、閉弁するものであってもよい。これによれば、副室 5 内に高圧のガスが閉じ込められることになり、したがって副室バルブ 6 が開いたときには、副室 5 内で冷された高圧ガスが燃焼室 4 に吐出されることになる。そして、この高圧ガスの吐出により、燃焼室 4 には強い乱流が生成される。また、副室 5 に貯留された高圧ガスは、EGR ガスとしても機能することとなる。したがって、吸気系を経ることなく冷えた EGR をエンジン内部で行なうことができる。これによりエンジン内部の熱負荷低減、排気ガス温度の低減、排気ガス中の NO_x 低減を同時に達成することができる。

【0035】図 11 に示すバルブタイミングにあっては、副室バルブ 6 は、吸気弁 11 が閉じた後且つ点火前に開弁され、膨張行程において閉弁されるようになっている。これによれば、膨張中の高圧の排気ガスが副室 5 内に閉じ込められ、この高圧ガスは圧縮行程において燃焼室 4 内に吐出されることになる。つまり、副室 5 内の高圧ガスが圧縮行程において吐出されることにより、燃焼室 4 には強い乱流が生成され、この強い乱流によって

低圧縮比の下での燃焼速度が高められて、一層、耐ノッキング性が向上することになる。また、圧縮行程において、副室バルブ 6 を開くということは、この副室バルブ 6 を開くことに伴なう体積効率の低下は全く無いことを意味する。換言すれば、低圧縮比の下で燃焼するにも係らず、吸気行程では高圧縮比であるため、隙間容積（ピストン 3 が上死点にあるときの燃焼室 4 の容積）に残る残留ガス等は少なく、したがって通常の低圧縮比エンジンよりも高い体積効率を得ることができる。

【0036】図 12 に示すバルブタイミングにあっては、副室バルブ 6 は、圧縮上死点乃至圧縮上死点後約 10 deg の間に開弁され、膨張行程において閉弁されるようになっている。これによれば、燃焼の進行によりエンドガスの温度及び圧力を十分に上昇させて燃焼室 4 の壁面への熱伝達を促進させた上で、副室バルブ 6 が開弁されることになる。したがってエンドガスの相対的な温度低下を促進することができる。また、圧縮上死点後約 10 deg 以前であれば、前記図 2 に示すように燃焼圧のサイクル変動も小さく、したがって燃焼圧のサイクル変動に伴なって時々ノッキングが発生した後に、副室バルブ 6 が開くという事態の発生を回避することができる。

【0037】図 13 に示す例は、特に高負荷低回転領域（ノッキングが発生してもエンジンに対する影響が比較的小い領域）で好ましいバルブタイミングを示すものである。すなわち、副室バルブ 6 は、圧縮上死点後約 10 ~ 約 25 deg の間に開弁され、排気行程において閉弁されるようになっている。これによれば、ノッキングが発生する直前まで副室バルブ 6 を閉じておくことによって、燃焼室 4 内の混合気は、その多くが高圧縮比の下で非常に早い速度で燃焼することになる。またエンドガスも高温高圧化しているため、前述したように、エンドガスの相対的な温度低下を促進することができる。更に、ノッキングの発生する直前で副室バルブ 6 が開かれるため、この副室バルブ 6 の開弁に伴なう圧力低下によって、ノッキングの発生を回避することができる。仮に、ノッキングが発生したとしても、副室バルブ 6 を開くことによってその衝撃波は直ちに減衰する。

【0038】図 14 に示すバルブタイミングにあっては、副室バルブ 6 は、吸気弁 11 を閉じた後且つ点火前に開弁され、排気行程において閉弁されるようになっている。これによれば、副室 5 内には、排気中の比較的低圧且つ低密度の排気ガスが閉じ込められ、この副室 5 内の低圧低密度ガスが吸気弁 11 の閉弁後に燃焼室 4 内に吐出されるため、低圧縮比化の作用が効果的に得られることになる。

【0039】第 2 実施例（図 15、図 16）
この第 2 実施例は、副室バルブ 6 のバルブタイミングの位相を変更することによって低圧縮比態様と高圧縮比態様とを形成するようにしてある。すなわち、高負荷領域では図 15 における (A) のタイミングで副室バルブ

6の開閉が行われる。他方、低負荷領域Iでは同図(B)のタイミングで副室バルブ6の開閉が行われる。

【0040】ここで、副室バルブ6は各サイクル毎に2回開閉されるようになっており、高負荷領域IIにおけるタイミング(A)では、吸気行程の終期で第1回目の開閉が行われ、第2回目の開閉は燃焼圧力がピークになる領域で行われるようになっている。したがって、このタイミング(A)によれば実質的な低圧縮比が図られることなる。

【0041】他方、他方低負荷領域Iにおけるタイミング(B)は、上記タイミング(A)を所定クランク角遅らせたものとなっており、第1回目の開閉は圧縮行程で行われ、第2回目の開閉は燃焼圧力がピークを過ぎた後に行われるようになっている。したがって、このタイミング(B)によればエンジン1の圧縮比は副室バルブ6の開閉によって影響を受けない(高圧縮比態様)。また、このタイミング(B)によれば、排気ガスは、その一部が副室5内に貯えられ、この副室5内で冷やされた後に、圧縮行程において燃焼室4に吐出されることになる。つまり、吸気系を経ることなく、つまり新気の充填量に影響を及ぼすことなく、冷えたEGRを行うことができる。

【0042】図16は副室バルブ6のバルブタイミング可変機構を示すものである。同図において、上記第1実施例と同一の要素には同一の参照符号を付すことによりその説明を省略する。この図16において、符号30は吸気ポート、31は排気ポートである。これら各ポートを開閉する団外の吸気弁及び排気弁は共通カムシャフトで開閉駆動されるようになっている。

【0043】他方、副室開口5aを開閉する副室バルブ6は、専用のカムシャフト32で開閉駆動される。この副室用カムシャフト32の一端には、副室用カムブーリ33に対するカムシャフト32の位相変更させるバルブタイミング可変機構34が設けられ、上記カムブーリ33は団外のタイミングベルトを介してエンジン出力軸に連係されている。このようなバルブタイミング可変機構34は吸気弁あるいは排気弁のバルブタイミングを変更する手段として既知であるので、その詳細な説明は省略する。

【0044】図17、図18は副室5及び副室バルブ6の具体例を示すものであり、このうち図17は一例を示し、図18は他の例を示すものである。尚、これら図面に記載された各要素のうち、前述した要素と同一のものについては同一の参照符号を付してその説明を省略する。

【0045】図16において、符号36はシリンダヘッドで、シリンダヘッド36には、既知の用に、吸気ポート30等が形成されている。また、この具体例では、副室5は吸気ポート30側に設けられ、副室5の回りには冷却水通路37が形成されている。ここに、副室バルブ

6としてのボベット弁は、副室開口5aを開いたときに、その弁頭6aが燃焼室4に向けて突出する態様が採用されている。尚、同図において符号38は、ボベット弁6を閉弁方向に付勢するリターンスプリングである。【0046】他方、図18において、前記ボベット弁6は、副室開口5aを開いたときに、ボベット弁6の弁頭6aが副室5内に侵入する、いわゆる逆ボベット弁の態様が採用されている。この逆ボベット弁タイプを採用することにより、燃焼室4内のガスが副室5内に侵入し易くなるという利点がある。

【0047】図19～図21は、副室バルブ6のバルブタイミングに関し、1サイクル毎に副室バルブ6を2回開閉させる場合の変形例を示すものである。図19に示すバルブタイミングにあっては、第1回目の開閉が圧縮行程(吸気弁1が閉じた後)で行なわれ、第2回目の開閉動作は、点火後(ここでは圧縮上死点)で開弁され、排気弁12が開いた後に閉弁されるようになっている。これによれば、第2回目の開閉によって、前記図10と同様に低圧縮比化が実現されることになるが、この第2回目の開閉動作により副室5に閉じ込められた既燃ガスは、副室5内で冷された後に、次ぎの第1回目の開閉動作に伴なって、圧縮行程にある燃焼室4内に吐出されることになる。つまり、圧縮行程にある燃焼室4に対して、副室5内で冷されたEGRガスが投入されることになる(以下、コールドEGRという)。換言すれば、吸気行程が完了した後にEGRが行なわれるため、新規の充填量に何等の影響を及ぼすことなくコールドEGRすることができる。

【0048】図20に示すバルブタイミングにあっては、副室バルブ6は、第1回目の開閉動作が図12と同様に膨張行程で行なわれ、第2回目の開閉動作は上記図19と同一とされている。

【0049】図21に示すバルブタイミングにあっては、副室バルブ6は、第1回目の開閉動作が上記図19と同一とされ、第2回目の開閉動作は吸気行程の後半で行なわれるようになっている。これら図20、図21において、副室バルブ6の第1回目の開閉動作によって低圧縮比化が実現され、且つ第2回目の開閉動作によってコールドEGRが行なわれることになる。

【0050】
【発明の効果】以上の説明から明らかなように、本発明によれば、信頼性に優れたボベット弁を利用して圧縮比の可変を実現することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の原理を説明する説明図。

【図2】実際の燃焼圧を示す図。

【図3】副室バルブ制御用のマップ。

【図4】高負荷領域で採用される副室バルブのバルブタイミングを示す図。

【図5】図4で示す副室バルブのバルブタイミングを採

用した場合の作用説明図。

【図 6】副室バルブの作動停止機構を示す平面図。

【図 7】副室バルブの作動停止機構を示し、副室バルブの作動停止態様を示す断面図。

【図 8】副室バルブの作動停止機構を示し、副室バルブの作動停止を解除した態様を示す断面図。

【図 9】副室バルブのバルブタイミングの変形例を示す図。

【図 10】副室バルブのバルブタイミングの他の変形例を示す図。

【図 11】副室バルブのバルブタイミングの他の変形例を示す図。

【図 12】副室バルブのバルブタイミングの他の変形例を示す図。

【図 13】副室バルブのバルブタイミングの他の変形例を示す図。

【図 14】副室バルブのバルブタイミングの他の変形例を示す図。

【図 15】副室バルブのバルブタイミングの位相を変更する実施例を示す図。

【図 16】副室バルブのバルブタイミング可変機構の一例を示す概略平面図

【図 17】副室及び副室バルブの具体例を示すシリンド

ヘッドの断面図。

【図 18】副室及び副室バルブの他の具体例を示すシリンドヘッドの断面図。

【図 19】1サイクル毎に副室バルブを2回開閉させる場合の副室バルブのバルブタイミングの一例を示す図。

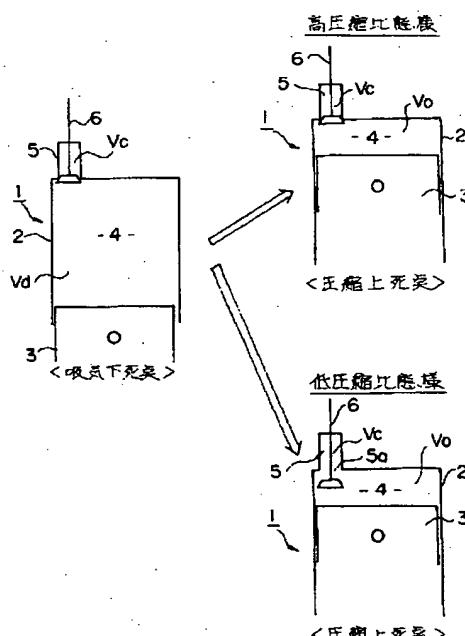
【図 20】1サイクル毎に副室バルブを2回開閉させる場合の副室バルブのバルブタイミングの他の例を示す図。

【図 21】1サイクル毎に副室バルブを2回開閉させる場合の副室バルブのバルブタイミングの他の例を示す図。

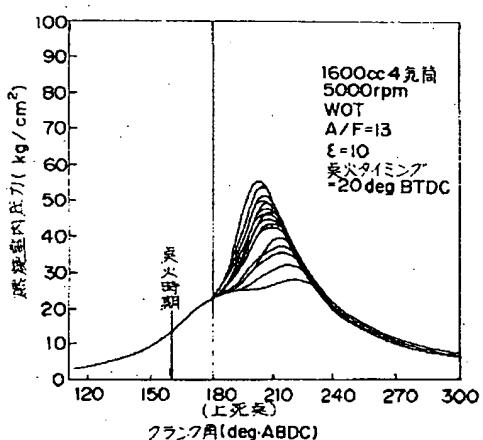
【符号の説明】

1	エンジン
4	燃焼室
5	副室
5 a	副室開口
6	副室バルブ
6 a	副室バルブの弁頭
10	副室バルブの作動停止機構
11	吸気弁
12	排気弁
34	副室バルブのバルブタイミング可変機構

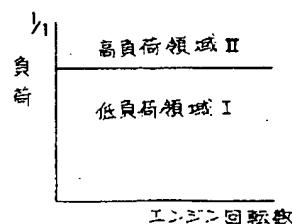
【図 1】



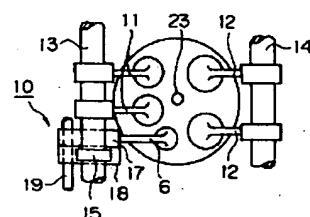
【図 2】



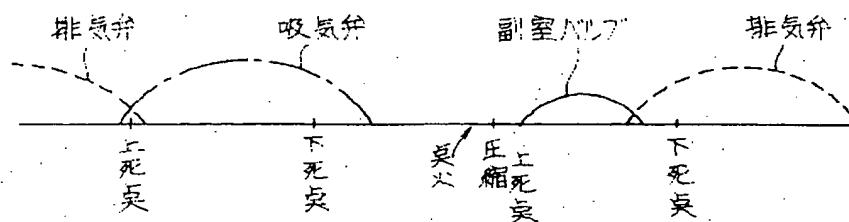
【図 3】



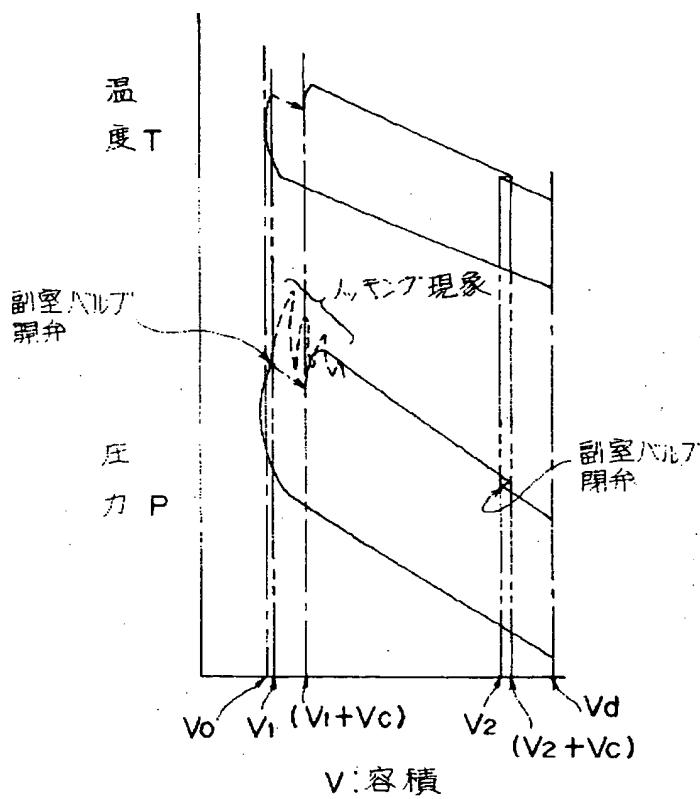
【図 6】



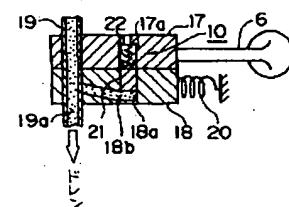
【図4】



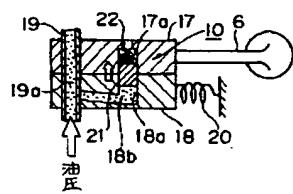
【図5】



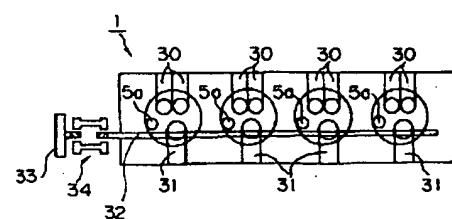
【図7】



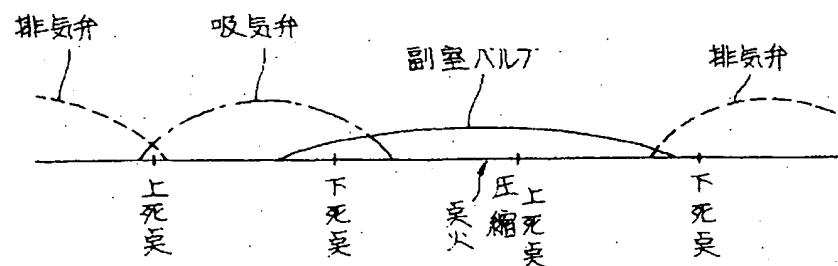
【図8】



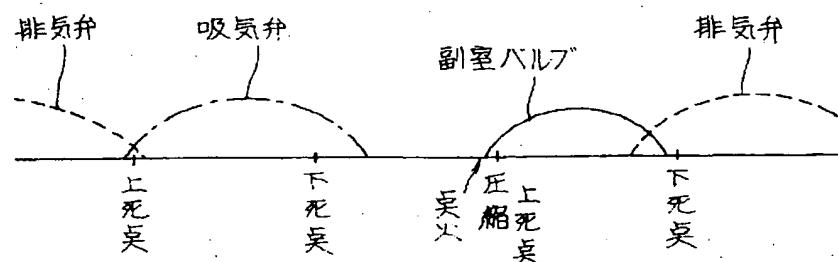
【図16】



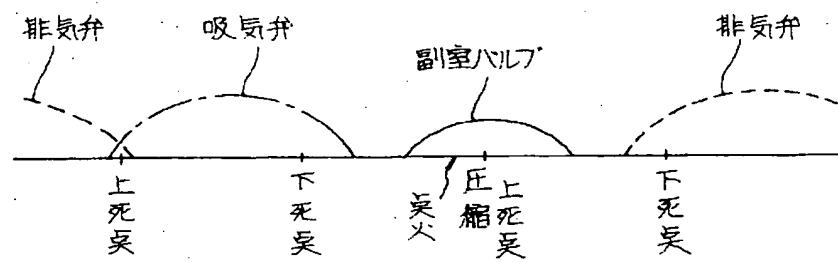
[図9]



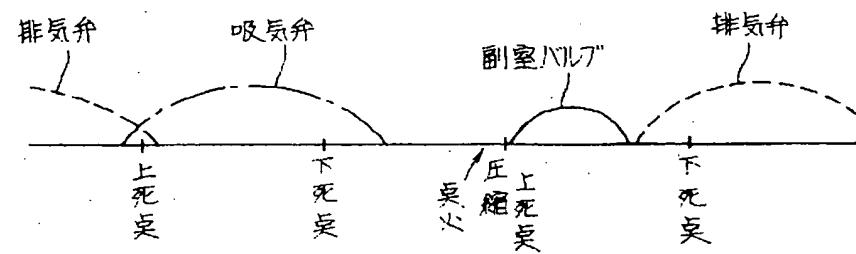
[図10]



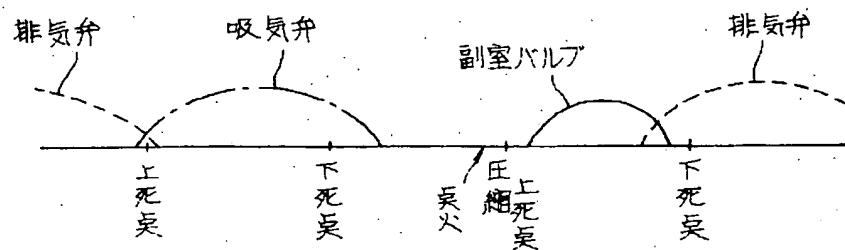
[図11]



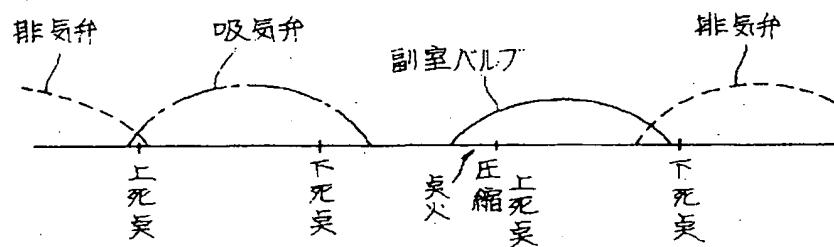
[図12]



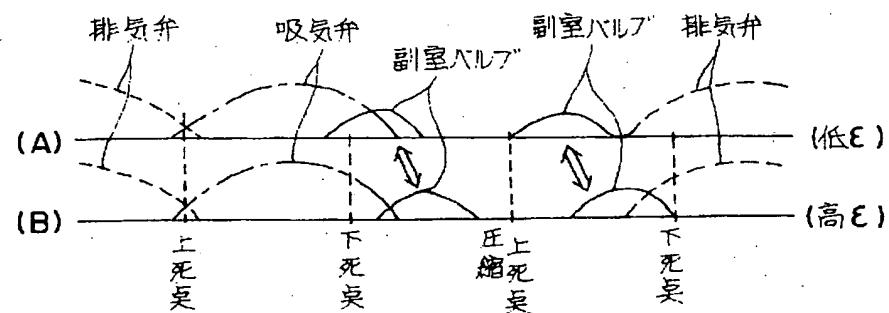
[図13]



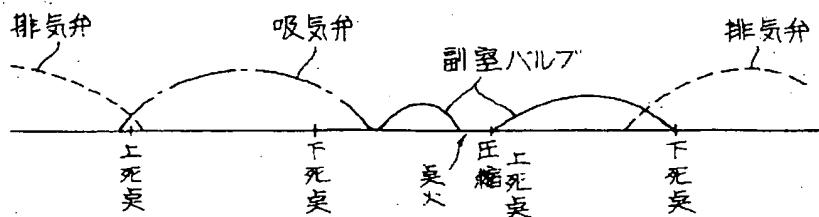
[図14]



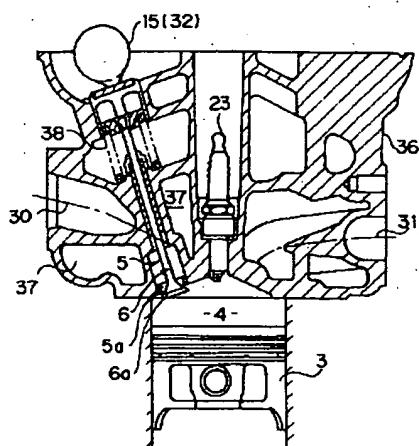
[図15]



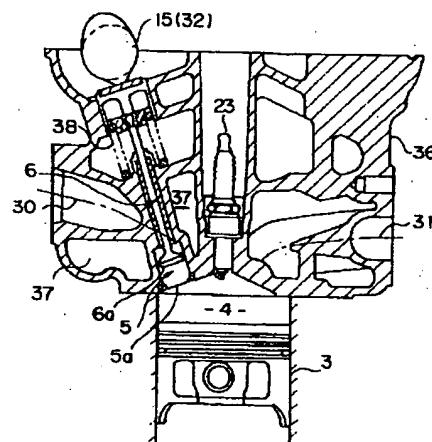
[図19]



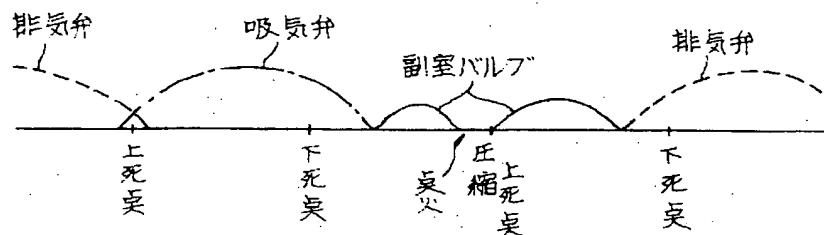
【図17】



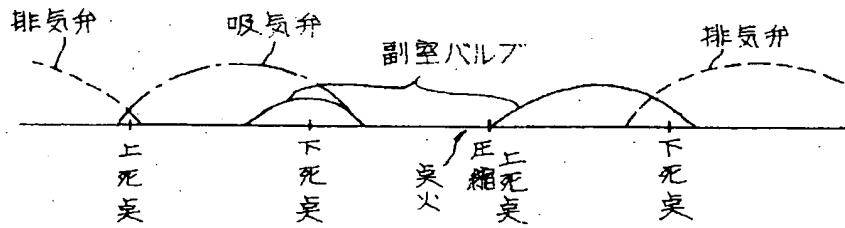
【図18】



【図20】



【図21】



フロントページの続き

(72) 発明者 上杉 達也

広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ
株式会社内